リブ付き偏平流路内の冷媒の流動と蒸発熱伝達* (二次元リブのピッチと高さの影響)

大原 敏夫*¹, 山本 敏博*², 藤田 秀臣*³

Evaporative Heat Transfer and Pressure Drop in a Rib-Roughened Flat Channel (Effects of Rib Height and Spacing of Transverse Rib Roughness)

Toshio OHARA, Toshihiro YAMAMOTO and Hideomi FUJITA

The purpose of this study is to investigate the effects of repeated transverse rib roughness on forced convection evaporation in a narrow vertical channel. Five channels which have the same cross section measuring 2 mm by 50 mm (aspect ratio 25) and have different rib heights ($e=0.6$ and 1.0) and rib spacings ($P=7, 10, 15, 20$ mm) were investigated. Experiments were conducted using R12 as a working fluid for vertical upward flow at mass velocities between 50 and 130 kg/m²s and mass qualities between 0.2 and 0.8. Comparison of these data indicates that the heat transfer coefficient has a tendency to increase with reducing rib spacing and to decrease with reducing rib height. The highest heat transfer coefficient, which is obtained by the channel with $P=7$ mm and $e=1$ mm, is about three times higher than the smooth channel. This ribbed channel was also found to be best in these five channels under the same pumping power condition.

Key Words: Heat Exchanger, Multiphase Flow, Heat Transfer Enhancement, Refrigerant R12, Transverse-Ribbed Channel, Evaporative Heat Transfer

1. 結 言

プレート形熱交換器は、航空機や自動車用の单相流の熱交換を扱うコンパクト形熱交換器として、従来から広く用いられており⁽¹⁾⁽²⁾、その狭いプレート間けきを、波状流路やリブ付き流路にすることにより、熱伝達率の向上が図られてきた⁽³⁾。最近では、この種の偏平流路が、カーエアコンのプレートフィン形エバポレータなど、二相流を扱う熱交換器にも利用されている⁽⁴⁾。

エバポレータに使用される流路は、一般にプレート間隙が2~3 mmで、縦横比が20~50の超偏平流路であり、両面のプレートに種々のリブがプレス加工されている。この流路内を冷媒の気液二相流が蒸発を伴いながら流動する。エバポレータの高性能化を図るためには、冷媒の蒸発を伴う熱伝達や圧力損失に及ぼすリブの影響を明らかにし、熱交換器の使用条件に適したリブの形状や寸法を見いだすことが重要な課題である。しかし、この種の研究はほとんど見当たらない。

関連する研究として、Xu-Carey⁽⁵⁾、Cohen-Carey⁽⁶⁾

の電子回路の冷却系を対象にした報告がある。これらは、19.1 mm×6.4 mmの矩形断面を有するクロスリブ付き流路における、沸騰時の熱伝達率の測定と流動状態の観察を行っており、その結果は大変興味深い。しかし流路のアスペクト比が3.0と小さく、片面のみの加熱であるなど、実験条件は本実験とかなり異なっている。

著者らはすでに、実際にカーエアコン用エバポレータに使用しているクロスリブ付き流路(流動方向に対する傾斜角45°)について、平滑流路と比較しながらその流動および熱伝達特性を調べ、蒸発を伴う熱伝達率が最大で2.8倍向上すること、また、上昇流は下降流よりも熱伝達率が30~70%も高いことなどを明らかにした⁽⁷⁾。

本報では、流れに直交する二次元リブに注目し、このリブが、蒸発を伴う二相流の熱伝達と圧力損失に及ぼす影響を明らかにすることを主な目的とし、リブのピッチと高さを変えた5種類の流路について、実機のエバポレータの使用条件を中心に、質量速度と乾き度を広範囲に変えた実験を行う。また、代表的流路について、流動様相の観察も行い、液膜の挙動と熱伝達特性との関係について検討する。さらに、单相流の実験結果も示し、单相流と二相流におけるリブの影響の相

* 原稿受付 平成2年3月28日。

*¹ 正員、名古屋大学大学院(現在 日本電装(株))。

*² 正員、日本電装(株) (〒448 刈谷市昭和町1-1)。

*³ 正員、名古屋大学工学部 (〒464 名古屋市千種区不老町)。

違についても検討する。

2. 実験装置と実験方法

図1は実験装置を構成する冷凍サイクルであり、前報⁷⁾と同じである。圧縮機1を出た冷媒蒸気は、油分離器2を経て、凝縮器3で液化し、受液器4で水分、異物を取り除かれたのち、過冷却液となる。その後、流量計6、流量調節用の手動膨張弁8を経て、設定した蒸発圧力まで断熱膨張する。この冷媒は、予熱器9で所定の乾き度に調節されたのち測定部10に流入する。測定部では、伝熱面温度のほか、入口および出口の冷媒温度と圧力、ならびにこの間の圧力損失も測定される。測定部を出た冷媒は、後部蒸発器12で過熱蒸気になり圧縮機に戻る。

測定部の流路幅方向および軸方向断面の概要をそれぞれ図2と図3に示す。流路は基底面が2mm×50mm(縦横比25)の長方形断面を有し、その両面にリップが切削加工されている。全長は700mmで、入口より150mmの非加熱助走部の後に長さ500mmの銅板伝熱面が設けてある。この銅板は厚さ3mmで、ニクロムはくに通電することにより、裏面からシリコンゴムの薄い絶縁シートを介して所定の熱流束で加熱される。測定部全体はグラスウールで断熱されている。試験流路の詳細を図4に示す。リップのピッチ P は、单相流の研究例⁽⁸⁾⁽⁹⁾を参考にして $P/e=10$ を中心に表1の4種類を採用した。リップの高さ e は流路の壁面間距離 $H=2\text{mm}$ の1/2である $e=1\text{mm}$ を基本としたが、ほかにリップ高さの異なる $e=0.6\text{mm}$ で $P=10\text{mm}$ の

流路も用意した。表1において、 A_b はリップを除く基底面伝熱面積、 A_c はリップで狭められた流路の平均断面積である。 D は水力直径であり、前報と同じくリップの基底面で構成される長方形流路に対して、次の定義式より求めた。

$$D=4\times(\text{流路断面積})/(\text{ぬれふち長さ})\cdots\cdots(1)$$

銅板伝熱面には、図3の①～⑧に示す軸方向および幅方向の計8箇所に、伝熱面表面(リップ付き流路では基底面)から1.5mmの深さに直径0.5mmのシース形T熱電対(素線径0.1mm)が埋め込まれている。この8点の平均温度を $\bar{T}_c$ として、まず次式より伝熱面の平均表面温度を算出した。

$$\bar{T}_w = \bar{T}_c - q\delta/\lambda_c \cdots\cdots(2)$$

ここで、 q は熱流束であり、実験では、伝熱面への入

表1 流路寸法諸元

Channel No.	e mm	P mm	D mm	A_b mm ²	A_c mm ²
1	1.0	7	3.85	0.05	72.0
2	1.0	10	3.85	0.05	80.4
3	1.0	15	3.85	0.05	86.9
4	1.0	20	3.85	0.05	90.2
5	0.6	10	3.85	0.05	88.4
Smooth	—	—	3.85	0.05	100.0

図2 測定部幅方向断面

図3 測定部軸方向断面

図4 リップ付き流路の詳細

図1 実験装置

力電力量を表1に示す基底伝熱面積 A_0 で除した値を用いた。 δ は伝熱面表面から熱電対までの深さ 1.5 mm であり、 λ_c は銅の熱伝導率で 0.40 kW/(m・K) を用いた。測定部の平均熱伝達率 h は、この壁温 $\bar{T}_w$ と以下に述べるバルク温度 $\bar{T}_b$ を用いて、次式より求めた。

$$h = q / (\bar{T}_w - \bar{T}_b) \quad \cdots \cdots (3)$$

ここで、 $\bar{T}_b$ は、 $\bar{T}_w$ に対応する測定区間の平均流体温度であり、単相流の場合には、測定部の直前、直後で混合器を用いて測定した温度から、流路軸方向の温度分布の直線性を仮定して求めた。他方、蒸発を伴う二相流実験では、流路加熱部の直前、直後で測定した流体温度 T_{in} 、 T_{out} を用い、この間の乾き度の変化が小さいことから、圧力と飽和温度は直線的に変化すると仮定して、 $\bar{T}_b$ を求めた。 T_{in} および T_{out} は、同時に同じ位置で測定した圧力から、蒸気表を用いて求めた飽和温度に $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 以内でよく一致した。各点の温度は高速多点記録計に収録し、スキャンタイム 2 s で 20 回測定した値の平均値を実験値として採用した。また、圧力損失は流路加熱部の直前、直後に設けた圧力取出口の圧力差 ($P_{in} - P_{out}$) を電気式差圧計で測定し、その時間平均値として求めた。試験流体としては、蒸発を伴う実験には冷媒 R 12 を用い、実機の条件を考慮して次の範囲で行った。

測定部蒸発圧力	$P = 0.39 \text{ MPa}$
熱流束	$q = 6 \text{ kW/m}^2$
質量速度	$G = 50 \sim 130 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$
乾き度	$x = 0.1 \sim 0.8$

ここで、 P および x は、熱伝達率 h を求めた前述の測定部区間の平均圧力および乾き度である。 x は、膨張弁前の温度と圧力の測定から求められるエンタルピーを基準にして、熱収支から算出した。なお R 12 による単相流実験は極めて困難であるため、単相流実験には水を使用した。

後述するように、水単相流実験によって得られた平滑流路の管摩擦係数および熱伝達率の実験結果が、従来の実験式や理論値によく一致していることから、本実験結果の信頼度は十分に高いと判断する。本実験における計測の不確かさ U_{95} (95% 包括度)⁽¹⁰⁾ を、代表的な条件について試算すると、単相流実験では、ヌッセルト数 Nu および管摩擦係数 f に対し、それぞれ、 ± 6.5 、 $\pm 6.8\%$ であり、二相流実験では、熱伝達率 h_{tp} および圧力損失 ΔP_{tp} に対し、それぞれ ± 8.8 、 $\pm 8.2\%$ である。実験値の再現性は $\pm 5\%$ 以内であり、上記の不確かさの精度度の範囲内にあることを確認した。

3. 実験結果および考察

3.1 単相流の場合 水単相流の圧力損失および熱伝達率の実験結果を、 $f-Re$ および $Nu-Re$ の形に整理した。 Re 、 f 、 Nu は、それぞれレイノルズ数、ファニングの摩擦係数、ヌッセルト数であり、次式のように定義する。

$$Re = uD/\nu \quad \cdots \cdots (4)$$

$$f = (1/4)(\Delta P/\Delta L)D/(\rho u^2/2) \quad \cdots \cdots (5)$$

$$Nu = hD/\lambda \quad \cdots \cdots (6)$$

ここで、 ν 、 λ 、 ρ は、それぞれ流体の動粘性係数、熱伝導率、密度であり、平均流体温度 $\bar{T}_b$ に対する値を用いた。 $(\Delta P/\Delta L)$ は摩擦圧力損失こう配であり、 ΔP は測定区間の全圧力差から静圧損失を差引いた値である。 u は表1に示した流路平均断面積 A_c に基づく平均流速であり、 D は前述の水力直径である。

3.1.1 摩擦係数 図5は、式(5)によって求めた摩擦係数の実験結果である。平滑流路の実験値は、 $Re < 2500$ では、平行平板間の層流に対する理論値 $f = 24/Re^{(11)}$ によく一致し、また $Re > 2500$ では、円管流に対するブラジウスの式によく一致している。リブ付き流路の f の測定結果にも、 $Re = 2500$ を境にして、

図5 単相流における管摩擦係数

図6 単相流の圧力損失増大率

こう配の変化が見られるが、平滑流路ほど明確ではない。 $Re > 2500$ では、各流路の結果は互いにほぼ平行に分布し、 $f = C_1 Re^{-0.12}$ で近似できる。 Re が同一のとき、 f の実験結果は、リブ高さ $e = 0.6 \text{ mm}$ の流路 No. 5が最も小さく、 $e = 1.0 \text{ mm}$ ではリブのピッチ P が小さい流路ほど大きい。

図6は、図5の実験結果を用いて、平滑流路(添字s)に対するリブ付き流路の摩擦係数の比 ff_s を求め、これを Re に対して示している。前述のように、本報では水力直径 D を同一値として整理しているので、この ff_s は平滑流路に対するリブ付き流路の圧力損失の増大率にほかならない。 ff_s は、 Re の増加とともに急激に増加し、いずれの流路も $Re \approx 2500$ で極大値を示す。 $e = 1.0 \text{ mm}$ の流路 No. 1~4を比べると、No. 1の ff_s は著しく大きく、No. 2~4の差は小さい。これは、流路 No. 1では、図4に示すように向かい合うリブとリブの間隔が非常に狭く、流れが直角に近い折れ曲がりを経返すためと思われる。流路 No. 1の、平滑流路に対する圧力損失の増大率は、 $Re = 2500$ で29倍、また、本実験の最大レイノルズ数 $Re = 8000$ で25倍である。また $P = 10 \text{ mm}$ の流路 No. 2とNo. 5を比較すると、 $e = 0.6 \text{ mm}$ の ff_s は、 $e = 1.0 \text{ mm}$ に比べてかなり小さく、約1/2である。

3.1.2 熱伝達率 図7は水単相流の熱伝達率の実験結果である。平滑流路の結果は、 $Re < 2500$ では平行平板間の層流の理論値に、また $Re > 2500$ では、円管に対する一般によく知られた実験式に近い値を示している⁽⁷⁾。リブ付き流路においては、各流路とも Re の大きい範囲では $Nu = C_2 Re^{0.8}$ で近似できる。 Re の小さいところでは、傾斜が0.8より大きくなっているが、本実験範囲では明確な層流域は認められない。 Re が同一のとき、 Nu の実験結果も、摩擦係数 f の結果と同様に、リブ高さ $e = 0.6 \text{ mm}$ の流路 No. 5が最も小さく、 $e = 1.0 \text{ mm}$ ではリブのピッチ P の小さい流路ほど大きい。

図8は、図7の実験結果を用いて、平滑流路(添字s)に対するリブ付き流路のヌッセルト数の比 Nu/Nu_s (以下熱伝達向上率と呼ぶ)を求め、これを Re に対して示している。図7の傾向から当然ではあるが、 Nu/Nu_s は、 $Re \approx 2500$ で極大値を持ち、それより Re が小さくても大きくても急激に減少している。したがって、 $Re = 2500$ の前後で使用する熱交換器(例えば自動車用ヒータコア)などには、この種のリブは最も効果的であるといえる。

熱伝達率が最も大きい流路 No. 1は、平滑流路に対して $Re = 2500$ では9.5倍、本実験の最大レイノルズ

数 $Re = 8000$ では4.5倍の熱伝達率の向上が得られている。また、流路 No. 2はNo. 1と比べて Nu/Nu_s の減少は10%程度であるが、前述の ff_s は約30%も減少しており、圧力損失を重視する場合には流路 No. 2はNo. 1よりも好ましい。 $P = 10 \text{ mm}$ の流路 No. 2とNo. 5を比較すると、リブ高さの低い $e = 0.6 \text{ mm}$ の Nu/Nu_s は、 $e = 1.0 \text{ mm}$ に比べて40~45%も減少している。これは ff_s の傾向と同じである。

3.2 蒸発を伴う場合

3.2.1 流動様相の観察 代表的な流路 No. 2において、その片面を透明アクリル板に取り替え、二次元リブ付き流路内の気液二相流の挙動を観察した。代表的な流動様相を図9に示す。図9中の矢印Aは、手前のアクリル面のリブを、矢印Bは対向する銅板面のリブを示す。乾き度の小さい $x < 0.2$ の範囲を除くと、本実験範囲の全体にわたって、流れは壁面に沿って液膜が流れ、中央部を気相が流れる様相を示した。とくに乾き度 x が0.3~0.4の条件では、図9(a)のように、液滴の飛散が顕著であった。そして、 x をさらに増加すると、図9(b)のような、液滴の飛散のない液膜流となった。また、いずれの場合も、リブの直後には矢印Cで示す液の停滞が明確に認められた。さらに乾き

図7 単相流における熱伝達率

図8 単相流の熱伝達向上率

度の小さい $x < 0.2$ の条件では、液塊が幅方向に流路を部分的にふさぐセミアニュー流の様相が見られた。乾き度 x に対するこのような流動様相の変化は、質量速度の大小に関係なくほぼ同じように観察された。

3・2・2 圧力損失 図 10 は、蒸発を伴う場合の各流路の圧力損失と乾き度 x の関係を、 $G=80 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ の場合について示している。縦座標の圧力損失 ΔP_{tp} には、摩擦損失のほか加速損失と静圧損失を含んでいる。リブ付き流路の ΔP_{tp} は、 x の増加とともに増加するが、 x に対する依存度は小さい。また、平滑流路では x の増加に対し ΔP_{tp} は減少する傾向を示す。これは、 x の増加とともに摩擦損失が増加し、一方で静圧損失が減少するためである。 ΔP_{tp} は $e=0.6 \text{ mm}$ の流路が最も小さく、 $e=1.0 \text{ mm}$ では P が小さいほど大きい。この傾向は、図 5 の单相流の結果と同じである。質量速度 G が異なる場合も同様の結果が得られた。

図 11 は、二相流のすべての実験条件について、平滑流路(添字 s)に対するリブ付き流路の圧力損失の比 $\Delta P_{tp}/\Delta P_{tp,s}$ を求め、次式で定義する気相レイノルズ数 Re_g に対して整理したものである。

$$Re_g = xGD/\mu_g \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここで μ_g は気相の粘性係数である。各流路の $\Delta P_{tp}/\Delta P_{tp,s}$ の値は、質量速度 G や乾き度 x にほとんど依存せず Re_g に対してよく整理され、気相流速に強く依存していることがわかる。この値は Re_g の増加とともに単調に増加する傾向を示し、 $Re_g=6 \times 10^3$ 付近では、流路の違いによる差が小さく、 $\Delta P_{tp}/\Delta P_{tp,s}$ の値も 2~3 倍と極めて小さい点特徴的である。 Re_g の増加とともに、流路 No. 1 と No. 2 の差は拡大して

いるが、No. 2~4 の差は小さい。この傾向は図 6 の单相流の結果とよく似ている。

いま、流路 No. 1 に注目すると、 $Re_g=3 \times 10^4$ において $\Delta P_{tp}/\Delta P_{tp,s} \approx 13$ であり、单相流実験の最大レイノルズ数 $Re=8000$ における $f/f_s \approx 25$ に比べて増大率は約 1/2 である。この傾向はどの流路についても同じであり、二相流と单相流の違いとして注目される。この原因として、二相流の場合、平滑流路では、液膜の波立ちにより気液界面が粗面の状態となって、気相の流動抵抗を増加させるのに対し、リブ付き流路では、液膜がリブ間のくぼみを満たすことによって、壁面の凹凸を平滑化する結果によると思われる。

3・2・3 熱伝達率 図 12 は蒸発を伴う場合の熱伝達率 h_{tp} と乾き度 x の関係を示している。熱伝達率は、单相流と同様に式(3)より求めたが、添字 tp により二相流であることを明示した。図 12 に示した質量速度 $G=80, 130 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ のいずれの場合も、リブ付き流路の h_{tp} の実験結果は、リブ高さ $e=0.6 \text{ mm}$ の流路 No. 5 が最も小さく、 $e=1.0 \text{ mm}$ では、リブのピッチ P が小さいほど大きい。この傾向は、单相流における Nu の実験結果と同じであるが、二相流においては、No. 3 と No. 4 の h_{tp} はほとんど差がない。したがっ

図 10 二相流の圧力損失

図 9 リブ付き流路の流動様相の観察

(撮影条件、マクロ 50, ASA 100, F 4, 1/125 s)

図 11 二相流の圧力損失増大率

て、 P がある程度以上に大きくなれば P を変えても熱伝達の向上効果に差がなくなるといえる。

リブ付き流路の h_{ip} は、 $x=0.65\sim 0.8$ に極大値を持ち、その後乾き度 x が増加すると急激に低下している。この h_{ip} が低下を始める条件での実験では、伝熱面の下流側の一部に壁温の上昇が観測され、ドライアウトが局所的に発生していることを示唆している。なお、この条件下では、測定される出口側冷媒温度 T_{out} は、 $x<1.0$ であるにもかかわらず過熱度を持ち、熱力学的非平衡状態になっている。したがって、熱伝達率の算出にあたっては、慣例に従い出口圧力に対応する飽和温度を用いた⁽¹²⁾⁽¹³⁾。

図13は、各流路においてドライアウトが発生する乾き度 x' を質量速度に対して示している。この乾き度 x' は、最も下流側の伝熱面温度測定位置⑧の温度が上昇を開始したときの、同位置の局所乾き度である。乾き度 x' は、リブのピッチが小さいほど、また、ピッチが同じ場合には、リブの高さが高いほど低いほうに移行している。しかし、質量速度 G を増すと全体に高い乾き度側に移行している。他方、平滑流路の x' は、 $P=20\text{ mm}$ のリブ付き流路よりも少し高い位置に分布している。

エバポレータで使用される乾き度 x の範囲は一般に $0.3\leq x\leq 1.0$ であるから、性能低下の原因となるドライアウトは、できるだけ出口近傍の狭い範囲に限ることが望ましい。この観点からは、リブのピッチは大きく、リブ高さは低いほうが好ましいといえる。

図14は、蒸発を伴う場合のすべての実験条件について、平滑流路に対するリブ付き流路の熱伝達向上率 h_{ip}/h_{ips} を求め、式(7)で定義した気相レイノルズ数 Re_g に対して整理したものである。各流路の実験結果は、質量速度 G や乾き度 x の違いにほとんど依存せず、それぞれ Re_g に対してよく整理されており、熱伝達の促進が気相流速に強く依存していることがわかる。 h_{ip}/h_{ips} は Re_g の増加とともに増加する傾向を示している。流路No.3~5の $Re_g<10^4$ では $h_{ip}/h_{ips}\approx 1$ であり、リブによる熱伝達の向上効果はほとんどない。これらのリブの場合、熱伝達率が向上するような液膜のかく乱を起こすためには、ある値以上の気相流速が必要であることがわかる。

本実験範囲における h_{ip}/h_{ips} の最大値は、流路No.1の最大気相レイノルズ数 $Re_g=3\times 10^4$ における2.8倍であるが、これは、単相流実験の最大レイノルズ数 $Re=8000$ における $Nu/Nu_s=4.5$ に比べてかなり小さい。この理由は、3・2・2項にも述べたが、二相流の上昇流では、平滑流路においても、比較的低い流量です

で液膜の乱れが激しく⁽⁷⁾、その結果熱伝達が促進されているのに対し、リブ付き流路では、リブ間のくぼみが液膜で埋められて壁面の凹凸が平滑化され、気相に対する乱流促進効果が単相流よりも小さくなるためと思われる。また、 $P=10\text{ mm}$ の流路No.2とNo.5

図12 蒸発を伴う熱伝達率

図13 ドライアウト発生時の乾き度

図14 蒸発を伴う熱伝達の向上率

図 15 体積性能係数による評価

を比較すると、 $e=0.6\text{ mm}$ の h_{ip}/h_{ips} は $e=1.0\text{ mm}$ に比べて大幅に減少している。この事実は、リブ高さを低くして気流を乱さずに液膜だけを効果的にかく乱することが困難であることを示唆している。

3.3 体積性能係数による評価 熱交換器の伝熱管としての優劣を判断するには、熱伝達率だけでなく、圧力損失をも考慮した総合的な評価が必要である。図 15 は本実験流路に対し、体積性能係数 (Volume goodness factor)⁽¹⁴⁾ による伝熱面の評価を行った結果である。この評価法は、単位伝熱面積当たりの標準ポンプ動力 E_{std} と標準熱伝達率 h_{std} の関係を比較するものである。単相流の場合には大気圧で水温 20°C の場合を標準状態と定義し、 h_{std} は Nu から求め、 E_{std} は次式より求めた。

$$E_{std} = \Delta P V / A_0 \quad \cdots \cdots (8)$$

ここで、 A_0 は基底伝熱面積、 V は体積流量である。二相流の場合には、冷媒 R 12 の圧力 0.39 MPa における飽和状態を標準状態と定義し、 h_{std} には h_{ip} の実験値をそのまま使用し、 E_{std} は次式より求めた。

$$E_{std} = \Delta P_{ip} V / A_0 \quad \cdots \cdots (9)$$

ここで、気液二相流の体積流量 V は、 A_c を流路の平均断面積とし、 ρ_e 、 ρ_g をそれぞれ液相、気相の密度として、次式より算出した。

$$V = [xG/\rho_g + (1-x)G/\rho_e] A_c \quad \cdots \cdots (10)$$

なお、前述のドライアウトの発生を伴う実験結果は、伝熱のメカニズムが異なるため、図 15(b) における比較の対象から除外した。

図 15(a) の単相流の場合には、 E_{std} が増すにつれ、平滑管とリブ付き管の h_{std} の差が急激に小さくなっている。同じ E_{std} で比較すると、 $e=0.6\text{ mm}$ の流路 No. 5 の h_{std} が最も小さく、 $e=1.0\text{ mm}$ では、ピッチ P が小さいほど h_{std} は大きい。しかし、各流路の差は非常に小さく、例えば $E_{std}=10$ において、最も優れた流路 No. 1 の値は最も劣る No. 5 のわずか 1.3 倍にすぎない。すなわち、単相流の場合には、リブのピッチや高さを変えても同一ポンプ動力当たりの伝熱性能の大幅な向上は期待できないことがわかる。

図 15(b) の蒸発を伴う二相流の場合には、単相流に比べてばらつきが大きく定量的な評価は難しいが、相対的な比較は可能である。同じ E_{std} で比べたとき、 h_{std} の高い順序は単相流と変わらず、流路 No. 1 が最も優れている。また、流路 No. 3~5 の h_{std} にはほとんど差がない。単相流とは異なって、平滑流路の h_{std} がリブ付き流路 No. 3~5 よりも高い値を示している点は興味深い。すでに報告⁽⁷⁾ しているように、平滑流路においても、上昇流は渦を伴う乱れの激しい流れであり、液膜内にかく乱も激しい。したがって、このような流れの中にリブを設けても熱伝達の向上はあまり期待できず、圧力損失ばかりが増大し、ポンプ動力当たりの伝熱性能が低下することは十分に考えられる。

4. 結 論

プレート形エバポレータに使用されるリブ付き偏平流路内の強制対流蒸発に及ぼすリブの効果を調べるため、リブの高さとピッチを変えた 5 種類の二次元リブ付き流路内の上昇流を対象として、水を用いた単相流と冷媒 R 12 を用いた二相流の両場合について、圧力損失および熱伝達率特性を実験的に詳しく調べた。とくに二相流実験においては、実機に使用する条件を中心に、質量速度 G と乾き度 x を広範囲に変えて測定を行った。本実験において得られた主な結果は以下のとおりである。

(1) 単相流の場合、本実験の範囲では、熱伝達率 h はリブ高さが低い $e=0.6\text{ mm}$ の流路 No. 5 で最も小さく、 $e=1.0\text{ mm}$ の流路ではリブピッチ P が小さいほど h は大きい。平滑流路に対するリブ付き流路の

熱伝達向上率は、 $Re=2500$ 付近で最大となり、この付近での使用が最も効果的である。最も高い熱伝達向上率は、 $P=7\text{ mm}$ 、 $e=1.0\text{ mm}$ の流路 No. 1で得られ、その値は $Re=2500$ において9.5倍、本実験の最大レイノルズ数 $Re=8000$ において4.5倍である。

(2) 二相流の場合、リブのピッチと高さの違いが蒸発を伴う熱伝達率に及ぼす影響は、単相流の傾向とよく似ている。平滑流路に対する熱伝達向上率は、気相レイノルズ数の増加とともに大きくなっており、気相流速の影響が非常に強い。最も高い熱伝達向上率は、 $P=7\text{ mm}$ で $e=1.0\text{ mm}$ の流路 No. 1で得られ、その値は本実験の最大気相レイノルズ数 $Re_g=3\times 10^4$ において2.8倍である。この値は、(1)で述べた単相流における熱伝達向上率に比べるとかなり小さい。

(3) リブ付き流路では、壁面のドライアウトが、平滑流路に比べて相対的に低い乾き度 x で発生する。そのため、蒸発熱伝達率は $x=0.65\sim 0.8$ において極大値を示した後、 x の増加とともに減少する。ドライアウト抑制の観点からは、リブのピッチは大きく、リブ高さは低いほうが好ましい。

(4) Volume goodness factor すなわち熱伝達率とポンプ動力の関係をを用いた整理によれば、単相流、二相流ともに、同一ポンプ動力当たりの熱伝達率は $e=0.6\text{ mm}$ が最も低く、 $e=1.0\text{ mm}$ ではリブのピッチが小さいほど高い。本実験範囲では、 $P=7\text{ mm}$ 、 $e=1.0\text{ mm}$ の流路 No. 1が最も優れている。なお、単相流では、すべてのリブ付き流路が平滑流路より優れているが、二相流の場合には、 $e=1.0\text{ mm}$ で $P=15$ と 20

mm および $e=0.6\text{ mm}$ で $P=10\text{ mm}$ の三つの流路については平滑流路よりも劣っている。

文 献

- (1) 坪内, 熱交換器, (1968), 122, 朝倉書店.
- (2) Schlönder, E. U., ほか8名, *Heat Exchanger Design Handbook*, 3(1983), 3, 7, Hemisphere.
- (3) 今野・岡田・笹林・大谷, フレート形熱交換器の伝熱特性に関する基礎的研究, 化学工業, 31-9(1967), 872.
- (4) Ohara, T. and Takahashi, T., High Performance Evaporator Development, *SAE Trans.*, 97-4(1989), 25.
- (5) Xu, X. and Carey, V. P., Heat Transfer and Two-Phase Flow During Convective Boiling in a Partially-Heated Cross Ribbed Channel, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 30-11(1987), 2385.
- (6) Cohen, M. and Carey, V. P., A Comparison of Flow Boiling Performance Characteristics of Partially-Heated Cross-Ribbed Channels with different Rib Geometries, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 32-12(1989), 2459.
- (7) 大原・山本・藤田, リブ付き偏平流路内の冷媒の流動と蒸発熱伝達(クロスリブ付き流路の上昇流と下降流), 機論, 56-526, B(1990), 1721.
- (8) Rohsenow, W. H., Hartnett, J. P. and Ganic, E. N., *Handbook of Heat Transfer Applications*, 2nd ed., (1988), 17-47, McGraw-Hill.
- (9) 一宮・横山, 流路内の複数突起が対向平滑面上の伝熱, 流動に及ぼす影響について(突起の形状の影響について), 機論, 51-470, B(1985), 3397.
- (10) 日本機械学会誌, アメリカ機械学会性能試験規約「計測の不確かさ」, (1988), 丸善.
- (11) Shah, R. K. and London, A. L., *Advances in Heat Transfer*, Suppl. 1(1978), 393, Academic Press.
- (12) 植田, 気液二相流, (1981), 274, 養賢堂.
- (13) 日本機械学会, 伝熱工学資料, 改訂第4版, (1986), 140.
- (14) 棚沢, 単相強制対流伝熱の促進技術, 日本冷凍協会論文集, 5-1(1988), 1.